

УДК 621.565

Братута Э.Г., Смородская И.В.

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Харьковский государственный политехнический университет

Искусственный холод, вырабатываемый холодильными установками, широко используется в многочисленных технологических процессах пищевой, химической, металлургической, медицинской и других отраслях промышленности. При этом известно [1], что порядка 85% общей холодопроизводительности, реализуемой всеми типами холодильных установок, приходится на парокомпрессионные машины.

Анализу влияния режимно-параметрических характеристик парокомпрессионного цикла на его эффективность посвящено достаточно большое количество работ. В них рассмотрены практически все основные аспекты, начиная от термодинамики обратных циклов, реализуемых с использованием различных низкокипящих рабочих веществ, и вплоть до оптимизационных решений с учетом основных технико-экономических показателей холодильной установки.

Однако, с нашей точки зрения, вопрос, рассматриваемый в настоящей статье, не получил еще достаточного освещения.

Известно [1], что значительная доля парокомпрессионных машин с холодопроизводительностью от 50 до 5000 кВт оборудована кожухотрубными конденсаторами с водяным охлаждением и обратной системой подачи циркуляционной воды, охлаждаемой в градирнях или брызгальных бассейнах.

В связи с этим представилось целесообразным проанализировать, в какой степени снижение температуры циркуляционной воды (реализованное за счет повышения эффективности работы градирен или брызгальных бассейнов) скажется на экономичности и холодопроизводительности холодильных парокомпрессионных установок.

Предварительный анализ показал, что для выяснения влияния температуры циркуляционной воды на холодильный коэффициент установки и ее холодопроизводительность нет необходимости рассматривать цикл с учетом его внутренней необратимости и влияния теплообменника-регенератора, в котором осуществляется перегрев хладагента перед компрессором и пересхлаждение перед дросселем.

Поставленная задача фактически сводится к анализу влияния температуры циркуляционной воды на температуру конденсации хладагента t_k после компрессора и далее (при фиксированной температуре кипения в испарителе t_w) на указанные основные характеристики простейшего одноступенчатого цикла.

В действительных условиях теплообмена между конденсирующимся паром и циркуляционной водой всегда имеется некоторая разность температур δt . Поэтому температура конденсации равна

$$t_k = t_{w2} + \delta t, \quad (1)$$

где t_{w2} – температура циркуляционной воды на выходе из конденсатора.

Или

$$t_k = t_{w1} + r/m + \delta t, \tag{2}$$

где t_{w1} – начальная температура циркуляционной воды;
 r – теплота парообразования конденсирующегося вещества;
 m – кратность конденсации.

Однако, в отличие от конденсаторов паротурбинных установок, для которых имеются опытные данные по величине δt , а r и m изменяются в известных и достаточно узких пределах, для конденсаторов холодильных машин эти величины заранее неизвестны, и в зависимости от типа рабочего тела отношение r/m может изменяться в широком диапазоне.

В связи с этим воспользуемся соотношением, приведенным в работе [2], где указанная связь t_k и t_{w1} может быть установлена как

$$t_k = (t_{w2} e^{\Delta t/\theta} - t_{w1}) / (e^{\Delta t/\theta} - 1), \tag{3}$$

где Δt – степень нагрева циркуляционной воды;
 θ – среднелогарифмический температурный напор в конденсаторе.

Величина Δt , обусловленная охлаждающей способностью градирен и брызгальных бассейнов, используемых в холодильной технике, находится в достаточно узком диапазоне и для целей настоящей работы может быть принята [2] в среднем равной 6°C. Величина θ по данным [3] колеблется от 4 до 10°C.

Зависимость t_k (t_{w1}) при заданном Δt и варьируемых θ показана на рис. 1.

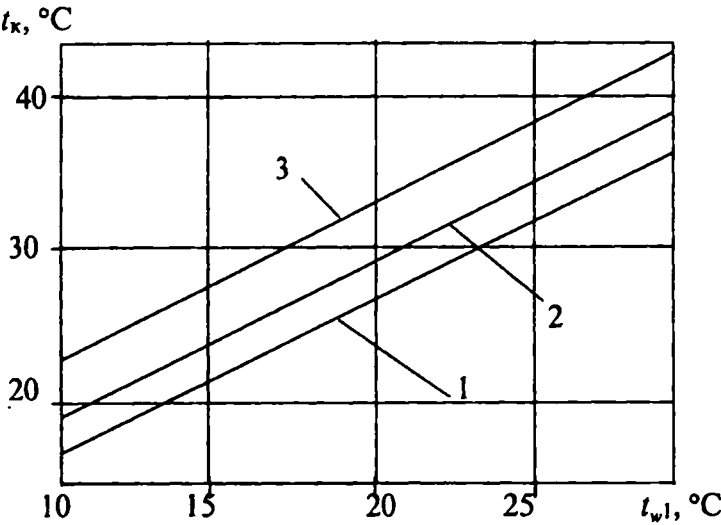


Рис. 1. Зависимость t_k (t_{w1})
1 – $\theta=4$; 2 – 6; 3 – 10°C

При отсутствии перегрева пара перед компрессором и переохлаждения жидкого рабочего тела перед дросселем задание t_k и температуры испарения t_n , как известно, однозначно определяет все состояния в узловых точках цикла холодильной установки. Это позволяет, определив перепады энтальпий в процессе испарения Δi_n и в процессе адиабатного сжатия в компрессоре Δi_k , найти соответственно удельную холодопроиз-

водительность $q_x = \Delta i_w$, работу сжатия в компрессоре $l_k = \Delta i_k$ и холодильный коэффициент $\epsilon = q_x / l_k$. Имея соотношение (3), указанные характеристики можно вычислить в зависимости от температуры охлаждающей воды t_{w1} .

Для аммиака, фреона R12 и углекислоты, выбранных в качестве рабочего тела, в диапазоне температур t_{w1} от 10 до 40°C, нами были выполнены расчеты величин q_x и l_k при различных температурах испарения t_w от -20 до 5°C. При ожидаемом эффекте снижения q_x и увеличения l_k (по мере увеличения температуры t_{w1}) обнаружено, что для всех трех рабочих тел зависимости $q_x(t_{w1})$ и $l_k(t_{w1})$ имеют практически линейный характер. Существенно и то обстоятельство, что величины производных dq_x/dt_{w1} и dl_k/dt_{w1} не зависят от температуры испарения, что упростило дальнейший анализ.

Определив при заданной холодопроизводительности установки Q_x расход рабочего тела $M_x = Q_x / q_x$ и вычислив мощность привода компрессора как $N_x = M_x l_k$, представилось возможным построить зависимости, показанные на рис. 2 и рис. 3.

Здесь величина $\Delta Q_x / \Delta t_{w1}$ отражает убыль холодопроизводительности приходящуюся на 1 °C повышения температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор. Соответственно величина $\Delta N / \Delta t_{w1}$ позволяет оценить необходимое приращение мощности привода компрессора, приходящееся на каждый градус повышения t_{w1} .

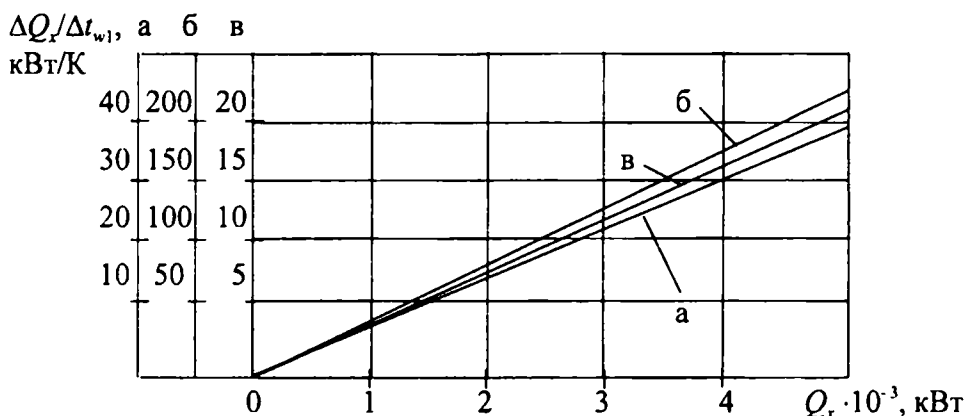


Рис. 2. Зависимость $\Delta Q_x / \Delta t_{w1}$ от Q_x
а – фреон R12; б – углекислота; в – аммиак

Очевидно, что с помощью рис. 2 и рис. 3 можно определить и дополнительное увеличение холодопроизводительности и снижение энергетических затрат на привод компрессора в случае подачи в конденсатор более охлажденной воды.

Специальные расчеты показали, что с достаточной степенью точности величины $\Delta Q_x / \Delta t_{w1}$ и $\Delta N / \Delta t_{w1}$ не только не зависят от температуры испарения, но и сохраняют свое значение при любых температурах t_{w1} , что объясняется практически линейным характером зависимости $q_x(t_{w1})$ и $l_k(t_{w1})$.

Вместе с тем, величины $\Delta Q_x / \Delta t_{w1}$ и $\Delta N / \Delta t_{w1}$, как это видно из рис. 2 и рис. 3, сильно зависят от рода рабочего тела. В основном это определяется характером кривой упругости, т.е. производной dT_w/dP , (где T_w – абсолютная температура кипения при соответствующем давлении P) и значением теплоты парообразования, однозначно связанной с производной dT_w/dP уравнением Клапейрона-Клаузиуса.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

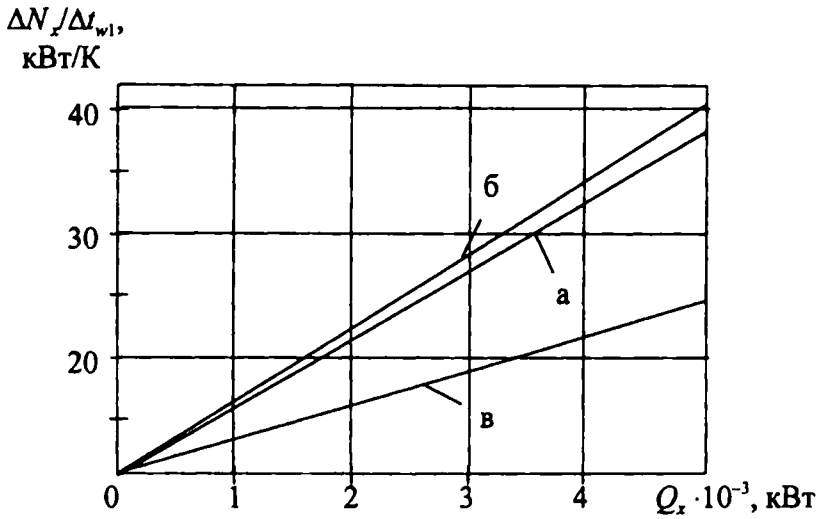


Рис. 3. Зависимость $\Delta N/\Delta t_{w1}$ от Q_x
а – фреон R12; б – углекислота; в – аммиак

1. Основные характеристики холодильной установки оказываются весьма чувствительными к изменению температуры циркуляционной воды t_{w1} на входе в конденсатор. Так, к примеру, повышение t_{w1} на 1°C при холодопроизводительности $Q_x=5 \cdot 10^3$ кВт приводит к снижению Q_x на 38 кВт для фреона, на 200 кВт для углекислоты и на 24 кВт для аммиака.

2. Снижение эффективности охлаждения циркуляционной воды в градирнях и брызгальных бассейнах холодильных станций приводит к существенному перерасходу электроэнергии на привод компрессора. К примеру, при $Q_x=5 \cdot 10^3$ кВт повышение t_{w1} на 1°C приводит к увеличению необходимой мощности привода на 22 кВт для аммиачной машины, на 39 кВт при использовании фреона и на 44 кВт для углекислотного цикла.

Литература

1. Холодильные машины /Под ред. Н.Н.Кошкина. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – 512 с.
2. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Под ред. И.А.Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.
3. Теплообменные аппараты холодильных установок / Под ред. Г.Н.Даниловой. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.

УДК 621.565

Братута Е.Г., Смородська І.В.

**ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ ВОДИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ
ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ**

На підставі чисельного аналізу циклу холодильної установки отримані залежності зміни холодопродуктивності та потужності приводу компресора, віднесені до зміни температури охолоджувальної води на один градус. Показано, що для аміаку, фреону R12 та вуглекислоти вказані характеристики суттєво залежать від рівня температури води на вході в конденсатор.